Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

Research Article
Vol. 13, No. 3, 2023, p. 267-284

Design of a Harvester for Harvesting of the Leaves and Stems of Plants in Cultivation Rows and Evaluation its Performance in the Peppermint Farm

P. Ghiasi[1*], M. Salatin[2], R. Soon[3], S. M. Mir Esmaeili[4], K. Pirvandi[5], Gh. Najafi[1]

1- Department of Biosystems Engineering, Tarbiat Modares University (TMU), Tehran, Iran
2- Research Department Manager of Agriculture and Animal husbandry Holding of Etka Organization, Tehran, Iran
3- Department Manager of Medicinal Plants, Agro-industry of Mazrae Novin Iranian Company, Tehran, Iran
4- Research Department Manager, Agro-industry of Mazrae Novin Iranian Company, Tehran, Iran
5- Department of Biosystems Engineering, Isfahan University of Technology (IUT), Isfahan, Iran
(*- Corresponding Author Email: p.ghiasi@modares.ac.ir)
https://doi.org/10.22067/jam.2022.75134.1089

Received: 05 February 2022 Revised: 23 April 2022 Accepted: 30 May 2022 Available Online: 30 May 2022	**How to cite this article:** Ghiasi, P., Salatin, M., Soon, R., Mir Esmaeili, S. M., Pirvandi, K., & Najafi, Gh. (2023). Design of a Harvester for Harvesting of the Leaves and Stems of Plants in Cultivation Rows and Evaluation its Performance in the Peppermint Farm. *Journal of Agricultural Machinery, 13*(3), 267-284. (in Persian with English abstract). https://doi.org/10.22067/jam.2022.75134.1089

Introduction

The world today is facing the issue of population growth, which will result in food shortages. One way to supply food to this growing population is to facilitate the production of agricultural products to meet the growing demand. Medicinal plants are an important product of the agricultural sector. In Iran, manual harvesting reduces the productivity of these crops, and the use of manual harvesting poses challenges related to available manpower. The costs and time required for manual harvesting are additional obstacles. Given the importance of developing medicinal plants, designing and constructing a mechanized machine for harvesting them could improve the harvesting process.

Material and Methods

In designing the machine for harvesting medicinal plants in cultivation rows, different scenarios were examined regarding the position of the machine relative to the tractor. The advantages and disadvantages of each scenario were listed separately, and finally, the continuous placement of tractors, harvesters, and trailers was defined. One of the goals of designing this machine is to perform harvesting operations for two row spacing's - 80 and 160 cm. To achieve this goal, mechanisms were added to the machine that allow for changing the position of the harvesting head, as well as the cutting height. Moreover, due to the sensitivity of the harvested product to soil contact, the plants should be transferred immediately after cutting. Therefore, a transfer mechanism was designed and built to move the cut products to the trailer. Independent variables, including forward speed at two levels, type of reel in two types, and cutting blade in two types, were considered. Dependent variables also included harvesting efficiency, percentage of damaged plants, and harvesting capacity.

Results and Discussion

The results of variance analysis for different treatments show that the forward speed, type of reel, and cutting blade type have an effect on harvest efficiency. The difference in harvest efficiency is significant at a 1% probability level. A star cutting blade provides higher efficiency than a 40-teeth cutting blade. The rubber reel prevents plants from falling to the ground by creating a closed space in front of the blade. However, the inner parts of the rods reel are empty, and the plant can fall to the ground. Additionally, the plant may get wrapped around the rods, causing a decrease in harvesting efficiency. Another essential parameter when identifying and evaluating a harvesting machine is crop damage. Some plants get crushed and torn due to the impact on metal components. This situation reduces the quality of the harvested product, leading to a decline in the final product's

price. The star-cutting blade causes more leaf rupture. In contrast, the teeth in the 40-teeth blade are continuous, making it unlikely for the leaf to get caught between the two teeth. However, with the star blade, the distance between the two blades is large, allowing the plant to get stuck in between and re-cut.

Conclusion

Based on tests conducted for eight different positions of the harvester, it was observed that the G test outperformed the other tests with 85.88% harvesting efficiency, a capacity of 344.8 kg h^{-1}, and only 1.34% peppermint leaf damage. Therefore, for harvesting similar peppermint products, we recommend using a combination of a star blade, rubber carousel, and a forward speed of 1.2 meters per second. However, new tests should be conducted on other products like lavender and those with strong stems.

Keyword: Design, Field efficiency, Harvesting efficiency, Mechanization, Optimization

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۳، شماره ۳، پاییز ۱۴۰۲، ص ۲۸۴-۲۶۷

طراحی دستگاه برداشت پشت‌تراکتوری برای اندام هوایی گیاهان در ردیف‌های کشت و بررسی عملکرد آن در مزرعه نعناع فلفلی

پدرام قیاسی[1*]، مهناز سلاطین[2]، رضا سون[3]، سید محسن میر اسماعیلی[4]، کوروش پیروندی[5]، غلامحسن نجفی[1]

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۱/۱۶
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۹

چکیده

فرصت ادامه فعالیت بخش‌های سنتی کشاورزی در آینده نزدیک مبنی بر مکانیزه شدن است. مکانیزه شدن محصولات کشاورزی خروجی کم دردسر و ارزان را فراهم و امکان توسعه و تولید بیشتر نیز به ارمغان می‌آورد. در این پژوهش یک دستگاه برداشت‌کننده مکانیزه گیاهان دارویی طراحی و ساخته شد. اهداف طراحی این دستگاه این است که بتواند گیاهان دارویی را برداشت کند که ویژگی‌هایی نظیر: ۱) کشت به‌صورت ردیفی، ۲) استفاده از کل اندام هوایی گیاه و ۳) نیاز به ارتفاع برش بین ۱۰ الی ۵۰ سانتی‌متر داشته باشد. بر این اساس دستگاه در مزرعه نعناع فلفلی مورد ارزیابی قرار گرفت و ترکیب مناسب برای برداشت مناسب این محصول ارائه شد. برای ارزیابی سه پارامتر مستقل و سه پارامتر وابسته درنظر گرفته شد. پارامترهای مستقل شامل: سرعت پیشروی در دو سطح، دو نوع تیغه برش و دو نوع چرخ و فلک و پارامترهای وابسته شامل: بازده برداشت، ظرفیت مزرعه‌ای و درصد آسیب محصول برداشت‌شده می‌باشد. اثر فاکتورهای مستقل بر هر سه پارامتر وابسته در سطح احتمال ۱٪ معنی‌دار شد. مقایسه‌های میانگین نیز برای هر سه پارامتر انجام شد. نتایج نشان دادند که سرعت پیشروی ۱/۲ متر بر ثانیه، تیغه نوع ستاره‌ای و چرخ و فلک لاستیکی می‌تواند بازده برداشت را تا ۸۵/۸۸ درصد افزایش دهد. همچنین ظرفیت برداشت دستگاه در این شرایط ۳۴۴/۸ کیلوگرم بر ساعت و درصد برگ‌های له و پاره‌شده ۱/۳۴ درصد محاسبه شد. انتخاب این ترکیب بر اساس بیشینه کردن بازده برداشت و ظرفیت مزرعه‌ای و کمینه کردن تلفات برداشت می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: بازده برداشت، بازده مزرعه‌ای، بهینه‌سازی، طراحی، مکانیزاسیون

مقدمه

از تولیدات مهم بخش کشاورزی، گیاهان صنعتی است (Duque-Acevedo, Belmonte-Urena, Cortés-García, & Camacho-Ferre, 2020). منظور از گیاهان صنعتی، گیاهانی است که محصولات آن‌ها به‌طور وسیعی پس از طی فرآیند صنعتی مورد استفاده بشر قرار می‌گیرد. به‌طور کلی می‌توان گیاهان صنعتی را براساس نحوه استفاده، در گروه‌های گیاهان دارویی، روغنی، لیفی، قندی، نشاسته‌ای و تخدیری قرار داد (Krishnaiah, Sarbatly, & Nithyanandam, 2011). گیاهان دارویی به گیاهانی گفته می‌شود که تمام یا بخشی از آن به‌صورت تازه، خشک‌شده یا فراوری‌شده، جهت تشخیص، درمان یا پیشگیری بیماری یا کمک به اعمال فیزیولوژیکی و حفظ بهداشت بدن انسان به‌کار می‌رود. در تعریف دیگر، گیاهان دارویی به گیاهانی گفته می‌شود که دارای ماده مؤثره‌ی مشخصی باشند که این ماده مشخصه در درمان بیماری یا پیشگیری از بروز آن مورد استفاده قرار گیرد (Jassim & Naji, 2003). همچنین دسته‌بندی‌های مختلفی برای گیاهان دارویی ارائه شده است. براساس نحوه استفاده، به کشت با هدف استفاده از: غده، ریشه، گل، برگ، دانه و کل اندام هوایی دسته‌بندی می‌شوند. بر اساس نحوه کشت، به ردیفی، خطی، کرتی و جوی و پشته تقسیم‌بندی می‌شوند (Caniago & Stephen, 1998). گیاهان مختلفی نظیر نعناع فلفلی،

۱- گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران
۲- مدیر تحقیقات هلدینگ کشاورزی و دامپروری سازمان اتکا، تهران، ایران
۳- مدیر بخش گیاهان دارویی کشت و صنعت شرکت مزرعه نوین ایرانیان، تهران، ایران
۴- مدیر تحقیقات کشت و صنعت شرکت مزرعه نوین ایرانیان، تهران، ایران
۵- گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: p.ghiasi@modares.ac.ir)
https://doi.org/10.22067/jam.2022.75134.1089

بادرنجبویه، اسطوخودوس، آویشن و غیره در دسته کشت با الگوی ردیفی قرار دارند که از کل اندام هوایی آن‌ها استفاده می‌شود. به دلیل حساسیت مصرف گیاهان دارویی عملیات برداشت باید به گونه‌ای باشد که بلافاصله پس از برش محصول به مخزن مخصوص منتقل شوند و با خاک در تماس نباشند و از طرفی به ریشه و ساقه باقی‌مانده گیاه آسیبی نرسد. برداشت این محصولات یا با دست انجام می‌شود و یا توسط دروگرهای علوفه، که هر دو روش شامل مشکلاتی است. برداشت دستی بهره‌وری زراعت این محصولات را کاهش می‌دهد و در مقیاس بزرگ محدودیت‌های تامین نیروی انسانی از دیگر مشکلات این نوع برداشت محسوب می‌شود. هزینه و زمان‌بر بودن برداشت دستی نیز از دیگر ویژگی‌های این نوع برداشت به حساب می‌آید. برداشت توسط دروگرهای علوفه‌ای نیز عملیاتی غیرتخصصی است و آسیب وارد شده به محصول و گیاه می‌تواند جبران‌ناپذیر باشد به‌طوری که محصول پس از برش بر روی زمین باقی می‌ماند و همین عامل افت کیفی آن می‌شود. از طرفی ارتفاع برش در گیاهان دارویی اشاره شده باید قابلیت تنظیم داشته باشد تا رشد مجدد گیاه دچار اخلال نشود اما در دروگرهای علوفه مورد استفاده ارتفاع برش عامل ثابتی است و معمولا در کمترین ارتفاع نسبت به سطح زمین، عملیات برش اتفاق می‌افتد. استفاده از ماشین‌ها و ادوات مخصوص برای برداشت گیاهان دارویی، راه‌حلی مناسب جهت کاهش آسیب‌های وارده بر محصول، غلبه بر محدودیت‌های تامین نیروی انسانی و کاهش هزینه‌های مربوط به برداشت می‌باشد (Mirmajidi & Pardiskian, 2016). از طرفی با توجه به اهمیت توسعه زراعت گیاهان دارویی و فضای رقابتی ایجاد شده برای کاهش هزینه‌های تمام‌شده محصول، دستگاه مکانیزه برداشت گیاهان دارویی می‌تواند نقش کلیدی را در توسعه و رشد زراعت محصول به ارمغان آورد. تحقیقات اندک در حوزه مکانیزه کردن عملیات برداشت گیاهان دارویی در ایران، ضرورت مطالعه و بررسی در این زمینه را دوچندان می‌کند. در ادامه به مطالعات مرتبط با مکانیزاسیون و برداشت مکانیزه اشاره خواهد شد.

در تحقیقی اثر مدل برداشت بر قیمت تمام شده گیاه دارویی بابونه بررسی شد. در آن سه روش برداشت، شامل: دستی و دو مدل دروگر بررسی شد که نهایتا نتایج نشان دادند که برداشت مکانیزه قیمت تمام‌شده محصول بابونه را تا ۱۰٪ کاهش می‌دهد (Ivanović, Pajić, & Marković, 2014). طی بررسی‌های انجام‌شده به‌کارگیری ماشین‌های مکانیزه مخصوص برداشت می‌تواند بهره‌وری اقتصادی را افزایش دهد (Quinlan & Quinlan, 2007). از مهم‌ترین متغیرهای فنی موثر در کارایی ماشین‌های برداشت غلات، مدل برش، سرعت چرخ و فلک، سرعت پیشروی و تناسب مجموعه قطعات متحرک با یکدیگر است. تناسب بین سرعت پیشروی و سرعت چرخ و فلک از عواملی است که بر تلفات هد برداشت (شامل گیاهان برداشت‌نشده) بسیار اثرگذار است. متغیرهای مستقل در پژوهشی، سه سطح سرعت پیشروی ۴، ۵ و ۶ کیلومتر بر ساعت و سه سرعت دورانی برای چرخ و فلک برای کمباین کلاس[1] تعریف شد. نتایج نشان داد که در صورتی‌که نسبت سرعت پیشروی به سرعت خطی چرخ و فلک ۰/۹۸ الی ۱/۴۷ باشد میزان تلفات هد کاهش می‌یابد (Abdalla, Dahab, Musa, & Eltayeb, 2021). پژوهش دیگری با استفاده از تحلیل ابعادی اقدام به بررسی رنج مناسب شاخص چرخ و فلک کرد. رنج مناسب شاخص، ۱/۲۵ الی ۱/۵ می‌باشد و بهترین عملکرد در سرعت پیشروی ۴ کیلومتر بر ساعت روی داد (Chaab, Karparvarfard, Rahmanian-Koushkaki, Mortezaei, & Mohammadi, 2020) محققین دریافتند که با افزایش نسبت سرعت خطی قفسه بردارنده به سرعت پیشروی در ماشین برداشت گل همیشه بهار از ۱ به ۱/۶ عملکرد دستگاه بهبود می‌یابد (Hante, 2019).

برای برش گیاهان خشبی با درصد رطوبت پایین در تحقیقی اثر دو مدل برش دوار و خطی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که برای برش گیاهان با درصد رطوبت پایین مدل برش خطی و برای برش مناسب گیاهان با درصد رطوبت بالا مدل دوار می‌تواند عملکرد بهتری داشته باشد. همچنین اثر زاویه و سرعت تیغه مضرس بر انرژی مورد نیاز برای برش ساقه گیاه مورد بررسی قرار گرفت. زاویه تیغه در سه سطح ۰، ۳۰ و ۶۰ درجه می‌باشد و سرعت خطی تیغه از ۷ الی ۱۷ متر بر ثانیه قرار گرفت. نتایج نشان داد که زاویه‌ی ۰ درجه تیغه نسبت به ساقه انرژی کمتری را برای برش نیاز دارد (Mathanker, Grift, & Hansen, 2015). ماشین برداشت کاهو توسط محققین به‌صورت آفست طراحی و ساخته شد که تراکتور نقش تامین‌کننده‌ی توان آن را داشت. یکی از پارامترهای اساسی در تعیین ظرفیت مزرعه‌ای سرعت پیشروی است که طی بررسی‌های انجام شده تغییر سرعت پیشروی مجموعه از ۸/۸ تا ۹/۹ سانتی‌متر بر ثانیه بازده برداشت مزرعه‌ای را از ۷۶/۲ به ۸۴/۲ درصد تغییر داد (Hachiya, Amano, Yamagata, & Kojima, 2004). در تحقیق دیگری آسیب وارد شده به ساقه باقی‌مانده از برداشت برای محصول نیشکر عاملی برای کیفیت برش در نظر گرفته شد. پنج مدل تیغه و دیسک شامل: تیغه صاف و بدون زاویه، تیغه صاف و با زاویه جلویی، تیغه مضرس و بدون زاویه، تیغه مضرس و با زاویه جلویی و تیغه صاف با قابلیت تعویض سریع ارزیابی شدند. در مجموع شاخص آسیب به ساقه‌های گیاه در تیغه‌های مضرس بیشتر از تیغه‌های صاف و متوسط ارتفاع برش برای تیغه‌های مضرس کمتر از تیغه‌های صاف گزارش شد (Toledo, Silva, & Furlani, 2013). در پژوهش رضاحسینی

1- Claas Combine Harvester

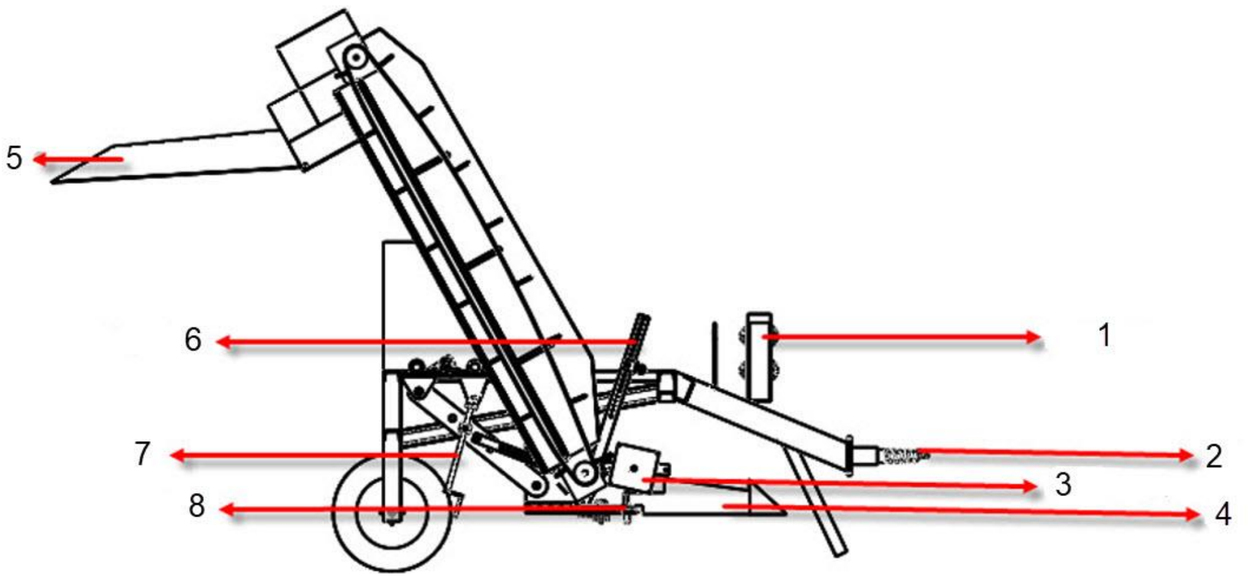
و همکـاران (Rezahosseini, Jafarinaeimi, & Mortezapour, 2019)، عملکرد یک واحد بردارنده کلم پیچ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که سرعت پیشروی دستگاه بر عملکرد صحیح دستگاه بسیار اثرگذار است و بهترین نتیجه برای سرعت پیشروی ۲ الـی ۳/۵ کیلومتر بر ساعت حاصل شد.

از آن‌جایی که زراعت گیاهان دارویی در ایران از نبود و یـا انـدک بودن ماشین‌های مخصوص برداشت رنج می‌برد، مطالعه و بررسـی در این زمینه، جزو نخستین گام‌ها به‌شمار می‌رود. طراحـی یـک ماشـین برداشت کاملا مکانیزه شامل بخش‌های مختلفی است که در هر یک از این بخش‌ها باید عمل ابتکاری و نوآوری لازم ایجاد شـود تـا کـل سیستم عملکرد مناسبی داشته باشد. این مطالعه به طراحی و سـاخت بخش‌های مختلف ماشین برداشت گیاهان دارویـی در ردیـف کشـت می‌پردازد. بخش‌های مورد مطالعه شامل: برش، چرخ و فلک، مکانیزم انتقال مواد بریده‌شده به تریلر، مکـانیزم تـامین تـوان و قطعـات لازم جهت تنظیم ارتفاع و فاصله عرضـی اسـت. جهـت بررسـی عملکـرد دستگاه طراحی و ساخته‌شده سه پارامتر مستقل: سرعت پیشروی، نوع تیغه برش و نوع چرخ و فلک مورد ارزیابی قرار گرفت و اثر ایـن سـه پارامتر بر بازده برداشت، ظرفیت برداشت و آسیب واردشده به گیاهـان مورد مطالعه قرار گرفت.

مواد و روش‌ها

طراحی دستگاه

گام نخست در طراحی یک ماشین برداشـت، کـه تراکتـور عمـل تامین توان آن را انجام خواهد داد تعیـین موقعیـت قرارگیـری وسـیله است. در پژوهش حاضر پس از تعیین موقعیت دستگاه اقدام به طراحی دیگر اجزای دستگاه شامل: شاسی، مکانیزم‌های تغییر ارتفاع و فاصـله عرضی، چرخ و فلک، تیغه برش، سیستم هیدرولیکی و مکانیزم انتقال مواد بریده‌شده به تریلر پشت تراکتور شد. شـکل ۱ طـرح‌واره اجـزای اصلی دستگاه برداشت گیاهان دارویی در ردیف کشت را نشان می‌دهد که در ادامه به شرح طراحی این اجزا پرداخته می‌شود.



شکل ۱– طرح‌واره برش‌خورده از ماشین برداشت گیاهان دارویی شامل: ۱. جعبه‌دنده، ۲. مالبند، ۳. چرخ و فلک، ۴. بازوهای جمع‌کننده، ۵. محل خروج گیاه، ۶. بازوهای نگه‌دارنده، ۷. اهرم تغییر ارتفاع، ۸. تیغه برش

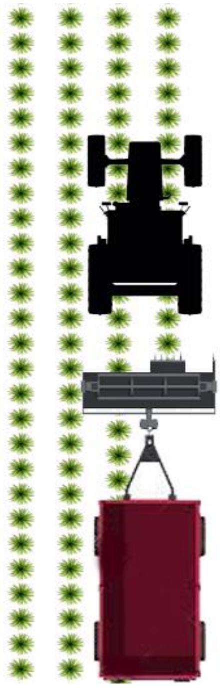
Fig.1. Section of medicinal plant harvester: 1. Gear box, 2. Hitch, 3. Reel, 4. Collector arms, 5. Transfer location to trailer, 6. Holder arm, 7. Height adjustment, 8. Cutter blade

موقعیت قرارگیری دستگاه

در طراحی ماشین برداشت گیاهان دارویی در ردیـف‌هـای کشـت راهکارهای متفاوتی درخصوص نحوه قرارگیـری دسـتگاه نسـبت بـه تراکتور مورد بررسی قرار گرفت. مزایا و معایب هر کدام به‌طور مجـزا برشـمرده شـد و نهایتـا ترتیـب قرارگیـری تراکتـور، دروگـر و تریلـر به‌صورت پیوسته و بـا ترتیـب ذکرشـده تعیـین شـد. از آن‌جـایی کـه عملیات داشت نیز به‌صورت مکانیزه انجام می‌شود و ازطرفـی زراعـت محصولات به‌صورت ردیفی می‌باشد، فاصله بین ردیف‌های کشت باید به گونه‌ای باشد که تراکتور و ادوات دیگری مانند تریلـر بـه‌راحتـی در بین ردیف‌های کشت عبور کنند. بر این اساس فاصله بین ردیف‌هـای

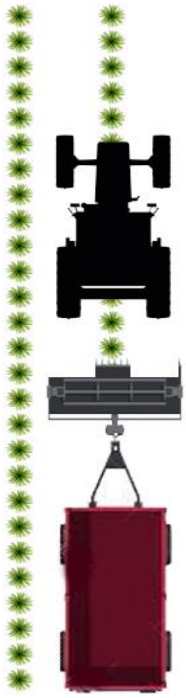
کشت می‌تواند ۸۰ و یا ۱۶۰ سانتی‌متر باشد. اساس طراحی در تـامین توان و حرکـت‌دهنـده مجموعـه، تـوان محـور تـوان‌دهـی (P.T.O) تراکتورهای مسی فرگوسن ۲۸۵ بـه میـزان ۳۰ الـی ۵۰ اسـب بخـار می‌باشد که در ایران به‌طور عمومی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

یکی از اهداف طراحی دستگاه برداشـت گیاهـان دارویـی، انجـام عملیـات برداشـت بـرای دو فاصـله ردیـف ۸۰ و ۱۶۰ سـانتی‌متـری می‌باشد. لذا مکانیزم‌های لازم جهـت تغییـر موقعیـت قرارگیـری هـد برداشت نیز به دستگاه اضافه شد. علاوه بـر قابلیـت تغییـر در فاصـله عرضی، دستگاه باید قابلیت تغییر در ارتفاع برش را نیـز داشـته باشـد. شکل ۲ و ۳ حالات مختلف را برای مجموعه تراکتور، دروگـر و تریلـر نشان می‌دهد کـه بـرای فاصـله بـین ردیـف‌هـای کشـت ۸۰ و ۱۶۰ سانتی‌متر ارائه شده است.



شکل ۲– موقعیت قرارگیری تراکتور، دروگر و تریلر در حالت فاصله بین ردیف‌های کشت ۸۰ سانتی‌متر

Fig.2. Position of tractor, harvester and trailer in 80 cm row distance



شکل ۳– موقعیت قرارگیری تراکتور، دروگر و تریلر در حالت فاصله بین ردیف‌های کشت ۱۶۰ سانتی‌متر

Fig.3. Position of tractor, harvester and trailer in 160 cm row distance

چرخ و فلک

یکی از اجزای اصلی در ماشین‌های برداشت، چرخ و فلـک اسـت که مستقیما با محصول در ارتباط است و طراحـی نامناسـب موقعیـت، سرعت و شکل کلی آن می‌تواند بـه محصـول آسـیب وارد کنـد و یـا عملکرد دستگاه را مختل نماید. در این بخش به تئوری‌های موجود در طراحی چرخ و فلک پرداخته مـی‌شـود. در برخـورد چـرخ و فلـک بـا محصول یک تغییر شکلی در محصول رخ می‌دهد که در صـورتی‌کـه فرض‌های زیر به‌کار برده شود، می‌توان رفتار ساقه گیاه را مدل‌سـازی کرد (Oduori, Mbuya, Sakai, & Inoue, 2012)

ساقه گیاه در ابتدا به‌صورت عمـودی فـرض مـی‌شـود و انحنـای ایجادشده توسط چرخ و فلک به‌صورت یکپارچه در سرتاسر ارتفاع گیاه یکسان می‌باشد.

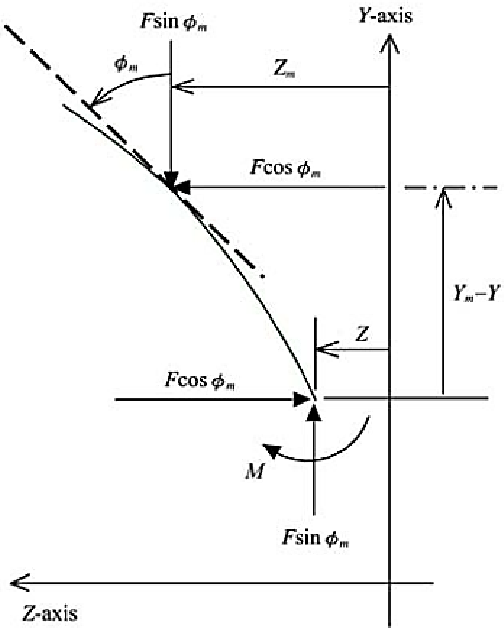
راستای نیروی وارده به سـاقه از مرکـز انحنـای ایجادشـده عبـور می‌کند.

رابطه تنش-کرنش برای ساقه خمیده‌شده به‌صورت خطی فـرض می‌شود.

شکل ۴ دیاگرام برخورد میله‌های چرخ و فلـک بـا سـاقه گیـاه را نشان می‌دهد. بر اساس نظریـه خمـش الاسـتیک مـی‌تـوان نوشـت :(Hibbeler, 2005)

$$\frac{1}{r}=\frac{d\phi}{ds}=\frac{M}{EI} \qquad (۱)$$

رابطه (۱) از نظریات مقدماتی خمش به‌دست‌آمد و برای به‌دست آوردن گشتاور حول نقطه رویش گیاه (Y, Z) مـی‌تـوان از رابطـه (۲) استفاده کرد.



شکل ٤- دیاگرام برخورد میله چرخ و فلک با ساقه گیاه

Fig.4. Free body diagram of collision of the reel rod to the stem

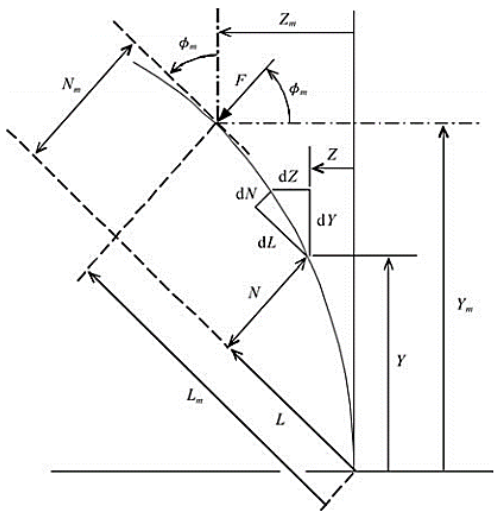
$$M = F[(Y_m - Y)\cos\phi_m + (Z_m - Z)\sin\phi_m] \qquad (۲)$$

که در آن Y_m و Z_m مختصات نقطه تماس نیروی اعمالی از چرخ و فلک بر ساقه محصول است. این دو پارامتر در شکل نشان داده شده است. زاویه‌ی بین نیروی وارده به ساقه و افق به ارتفاع محل اعمال نیرو و مقدار خمیدگی ناشی از آن بستگی دارد و به خواص مکانیکی ساقه خمیده‌شده وابسته نیست. برای محاسبه این زاویه از رابطه (۳) استفاده شد که توسط محققین ارائه شده است (Oduori *et al.*, 2012).

$$\phi_m = 2\tan^{-1}\left(\frac{Z_m}{Y_m}\right) \qquad (۳)$$

پس از ساده‌سازی رابطه (۲) و با توجه به مقادیر ارائه‌شده در شکل گشتاور حول نقطه رویش گیاه از رابطه (۴) به‌دست می‌آید.

$$M = F(L_m - L) \qquad (۴)$$



شکل ۵- مختصات منتقل‌شده‌ی برخورد میله‌ی چرخ و فلک با ساقه گیاه

Fig.5. Transformed coordinates of collision of the reel rod to the stem

همان‌طور که اشاره شد در رابطه (۳) محاسبه ϕ_m تنها به هندسه خمیدگی وابسته است و پارامترهای خواص فیزیکی و مکانیکی ساقه در آن لحاظ نشده است. اودوری با ارائه رابطه (۵) اثر الاستیسیته و خواص فیزیکی ساقه گیاه نیز در محاسبه ϕ_m دخیل کردند. ضرایب رابطه ارائه‌شده به سطح مقطع ساقه و ارتفاع محل اثر نیروی چرخ و فلک بستگی دارد.

$$\sin(\phi_m) = [\sum_{i=0}^{k} B_i]\frac{FL^2}{2E_0 I_0} \quad (۵)$$

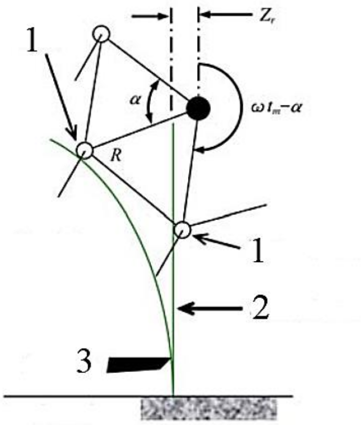
محققین همچنین رابطه دیگری با ضریب همبستگی ۰/۹۹ برای محاسبه ϕ_m ارائه دادند. استفاده از رابطه جدید ساده‌تر است و ضرایب آن برای هر محصول می‌تواند متفاوت باشد. ضرایب ارائه‌شده در رابطه (۶) برای محصول برنج ژاپنی است و از آن‌جایی که هدف از انجام این محاسبات به‌دست آوردن حدود بازه مناسب سرعت دورانی و تعداد میله‌های چرخ و فلک است، لذا فرض شد که ویژگی‌های مکانیکی ساقه برنج ژاپنی شبیه به نعناع فلفلی است. مقدار ϕ_m در طراحی حاضر ۶۰/۸۸ درجه به‌دست آمد.

$$\phi_m = -0.228 + 1.814\tan^{-1}\left(\frac{Z_m}{Y_m}\right) \quad (۶)$$

مقدار سرعت دورانی بر تعداد ضربات میله‌های چرخ و فلک بر ساقه گیاه اثرگذار است. برای محاسه سرعت دورانی، فرض بر این است که جهت سرعت خطی میله چرخ و فلک در لحظه برش توسط مکانیزم برش، بر انحنای ساقه گیاه مماس باشد و یا در لحظات قبل از مماس شدن باشد. درنتیجه رابطه (۷) با این فرض اقدام به محاسبه سرعت دورانی چرخ و فلک می‌کند (Oduori, 1994).

$$\omega t_m = \cos^{-1}\left(\frac{R_0}{R}\cos\phi_m\right) + \pi + \phi_m \quad (۷)$$

در رابطه (۷)، R_0 مقدار پیشروی چرخ و فلک در یک سیکل چرخش است. پارامتر بعدی که در طراحی چرخ و فلک نقش مهمی دارد تعداد میله‌ها و یا زاویه قرارگرفتن هر میله و یا پره است. رابطه (۸) زاویه مناسب برای قرار گرفتن میله و پره‌های چرخ و فلک را نشان می‌دهد.



شکل ٦– نمایش برخورد موفق دو میله با ساقه گیاه ۱) برخورد میله با ساقه گیاه، ۲) ساقه گیاه، ۳) شانه برش

Fig.6. Relative positions of two successive tine bar 1) collision of the reel rod to the stem 2) the steam 3) cutter bar

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{R_0}{R}\cos\phi_m\right) + \phi_m - \sin^{-1}\left(\frac{Z_r}{R}\right) \quad (۸)$$

Z_r، پارامتری است از موقعیت قرارگیری چرخ و فلک و نقش عمده‌ای را در محاسبه تعداد میله‌ها ایفا می‌کند. پس از محاسبه زاویه بین میله‌ها تعداد مناسب میله و یا پره از رابطه (۹) به‌دست می‌آید.

$$n = \frac{2\pi}{\alpha} \quad (۹)$$

با استفاده از روابط (۱) تا (۹) و با فرض وضعیت‌های مختلف قرارگیری چرخ و فلک، محدوده سرعت دورانی و تعداد میله‌های آن به‌ترتیب ۷۰ الی ۱۵۰ دور بر دقیقه و ۳ الی ۵ عدد به‌دست آمد. طراحی‌ها برای هندسه چرخ و فلک و قطر آن براساس عرض برش دستگاه، موقعیت قرارگیری آن و سایر ویژگی‌های مکانیکی گیاه انجام شد. از آن‌جایی که فرض‌های در نظر گرفته شده در محاسبات مبنی بر ساده‌سازی است لذا نتایج آن ممکن است به عملکرد مناسب ختم نشوند بر همین اساس جهت اعتبارسنجی محاسبات قبل از تعیین سرعت دورانی به‌عنوان یکی از پارامترهای مستقل، پیش‌آزمون‌هایی

انجام شد و سطوح مورد نظر با سعی و خطا به‌دست آمد. دو نوع چرخ و فلک با ویژگی‌های ارائه‌شده در جدول ۱ طراحی و ساخته شد. شکل ۷ و ۸ تصویر دو چرخ و فلک میله‌ای و لاستیکی را نشان می‌دهد.

جدول ۱- ویژگی‌های دو نوع چرخ و فلک طراحی و ساخته‌شده

Table 1- Features of two types of reels that was designed and built

ویژگی‌ها Features	چرخ و فلک میله‌ای Rods Reel	چرخ و فلک لاستیکی Rubber Reel
قطر Diameters	26	32
عرض Width	22	22
تعداد میله/پره Number of rod/plate	4	4
زاویه قرار گیری میله/پره Angle of rod/plate placement	90	90
جنس میله/پره Material of bod/plate	فولاد Steel	لاستیک Rubber
ارتفاع چرخ و فلک نسبت به تیغه The height of the reel relative to the blade	17.5	17.5
فاصله طولی بین چرخ و فلک و تیغه Longitudinal distance between the reel and the blade	3	3
سرعت دورانی Angular velocity	120	120



شکل ۷- چرخ و فلک میله‌ای

Fig.7. Rods reel



شکل ۸- چرخ و فلک لاستیکی

Fig.8. Rubber reel

تیغه برش

از ویژگی‌های اصلی دستگاه برداشت گیاهان دارویی، قابلیت تطبیق‌پذیری و تنظیم آن برای انواع گیاهان دارویی است. عملیات برش، باید متناسب با ویژگی‌های ساقه گیاه باشد. از این رو استفاده از مکانیزم برش دوار راهکار مناسبی جهت تنظیم دستگاه با گیاهان جدید می‌تواند باشد. در برش دوار می‌توان تیغه‌های مختلف را به‌کار برد تا نتیجه مناسب حاصل شود. در بازار تیغه‌های مختلفی با اهداف برش متفاوت برای گیاهان وجود دارد اما در این پژوهش دونوع تیغه ستاره‌ای و ۴۰ پره مورد ارزیابی قرار گرفت. کاربرد تیغه ستاره‌ای برای گیاهان نرم و با ساختار غیرخشبی است و تیغه ۴۰ پره در گیاهان خشبی عملکرد بهتری دارد. انتخاب نوع تیغه‌ها بر این اساس بود که، گیاه نعناع فلفلی مورد ارزیابی شامل ترکیبی از ساقه‌های غیرخشبی و خشبی است. هر چند نسبت ساقه‌های نرم و غیر خشبی در این گیاه بیشتر است اما آن بخش از ساقه گیاه که در چین‌های متوالی

بریده‌نشده است به ساقه‌ی خشبی تبدیل خواهد شد. به‌طور کلی بالاتر بردن سرعت دورانی تیغه موجب عملکرد بهتر تیغه خواهد شد اما عامل محدودکننده سرعت دورانی توان در دسترس محور توان‌دهی PTO برای عملیات است. جهت محاسبه مقدار توان مور نیاز برای چرخش تیغه میان گیاه از رابطه (۱۰) استفاده شد.

$$P_t = P_{cut} + P_c + P_f \quad (۱۰)$$

در رابطه (۱۰) توان کل مورد نیاز برای چرخش تیغه شامل توان لازم برای برش گیاه P_{cut}، توان مورد نیاز جهت چرخاندن تیغه با ممان اینرسی I P_c و توان لازم برای غلبه بر نیروی اصطکاک P_f که هر سه پارامتر با واحد وات در رابطه قرار می‌گیرند. برای محاسبه مقدار گشتاور مورد نیاز برای برش گیاه، فرض شد ۹۰ درجه از تیغه درگیر برش می‌باشد. رابطه (۱۱) مقدار توان مورد نیاز برای برش گیاه را نشان می‌دهد.

$$P_{cut} = \frac{C_f F_{XMAX} X_{bu} \omega_{cut}}{60000} \quad (۱۱)$$

در رابطه (۱۱) ضریب C_f نسبت میانگین به بیشینه نیروی لازم برای برش است که در این مطالعه مقدار آن ۰/۶۴ استفاده شد که از نمودار نیرو جابجایی ارائه‌شده توسط (Srivastava, Goering, Rohrbach, & Buckmaster, 2013) استفاده شد. جزء دیگر رابطه (۱۰) شامل P_c است که مربوط به لحظات اولیه و حرکت شتاب‌دار تیغه است و از رابطه (۱۲) به‌دست می‌آید. جزء مربوط به توان اصطکاکی نیز به نسبت وزن تیغه و افت توان تسمه و پولی استفاده‌شده و یاتاقان‌های غلتشی است.

$$P_c = I\alpha_c \quad (۱۲)$$

با جمع مقادیر توان مورد نیاز برای تیغه برش توان ۵ کیلووات با سرعت دورانی ۲۵۰۰ دور بر دقیقه برای واحد برش درنظر گرفته شد.

سیستم هیدرولیکی

مقادیر سرعت دورانی و گشتاور لازم جهت راه‌اندازی دستگاه برداشت گیاهان دارویی طی مراحل پیش به‌دست آمد. منبع تامین توان نیز محور توان‌دهی تراکتور می‌باشد. جهت انتقال توان از محور توان‌دهی به دو موتور محرک از سیستم هیدرولیکی استفاده شد. موتور اول با دور بیشتر (۱۵۰۰–۲۵۰۰ دور بر دقیقه) و گشتاور به نسبت کمتر (۱۰–۲۰ نیوتن‌متر) برای چرخش تیغه و دومی با دور کمتر (۱۰۰–۲۵۰ دور بر دقیقه) و گشتاور بیشتر (۴۰–۸۰ نیوتن‌متر) در نظر گرفته شد. با توجه به محاسبات اولیه، تراکتوری با دور خروجی PTO آن ۵۴۰ دور بر دقیقه، با جهت چرخش ساعت‌گرد و حداقل توان خروجی ۲۵ اسب بخار، قادر به راه انداختن دستگاه برداشت گیاهان دارویی می‌باشد. طیف وسیعی از تراکتورهای موجود در ایران قادر به تامین این توان می‌باشند. مقدار دبی مفید مورد نیاز برای انتخاب پمپ هیدرولیک برابر جمع دبی مصرف‌کننده‌های سامانه هیدرولیک است. با توجه به مقدار جابه‌جایی هیدروموتورها که از روی کاتالوگ آن‌ها قابل‌حصول است و همچنین سرعت دورانی مورد نیاز سامانه، به کمک رابطه (۱۳) می‌توان مقدار دبی مفید مورد نیاز هر هیدروموتور را به‌دست آورد.

$$Q = D.N \quad (۱۳)$$

که دبی مورد نیاز برای هر واحد از سامانه هیدرولیکی دستگاه برداشت گیاهان دارویی، ۱۶ لیتر بر دقیقه به‌دست آمد. موتور هیدرولیکی مدل CJ1711 برای واحد انتقال و چرخ و فلک و موتور هیدرولیکی GDS12.5 برای واحد برش، در دبی به‌دست‌آمده قادر به فراهم آوردن سرعت دورانی و گشتاور مورد نیاز می‌باشند. این هیدروموتورها از کاتالوگ شرکت بلغاری M+S انتخاب شدند. از آن‌جا که پمپ فشار تولید نکرده و فقط مولد جریان سیال است و فشار به‌واسطه مانع ایجادشده بر سر راه سیال به‌وجود می‌آید، فشار کل مدار هیدرولیک نیز برابر بیشینه فشار وارده در سامانه هیدرولیک است که در این‌جا بیشینه فشار سامانه هیدرولیک دستگاه برداشت گیاهان دارویی با توجه به هیدروموتورهای انتخاب‌شده برابر ۲۰۰ بار به‌دست آمد.

اکثر پمپ‌های موجود در بازار در دور ۱۴۴۰ کارکرد بیشینه و بهینه خود را می‌دهند و در دورهای پایین سیال فرصت فرار پیدا کرده و عملکرد مفید پمپ پایین می‌آید. در بعضی از پمپ‌ها نیز مثل پمپ‌های پره‌ای (کارتریجی) در دورهای کمتر از ۱۰۰۰ دور پمپ کارایی خود را از دست می‌دهد. لذا پمپی باید انتخاب شود که در دورهای پایین نیز کار کرده و نیاز سامانه هیدرولیک را پاسخ دهد. پمپ‌هایی با نام PTO PUMP وجود دارد که مخصوص نصب بر روی تراکتور هستند و دور کاری آن‌ها در محدوده ۶۰۰ – ۵۴۰ دور بر دقیقه است. از آن‌جایی که در تهیه این نوع پمپ محدودیت وجود دارد، با انتخاب پمپ با دور بالاتر و سپس تبدیل دور محور توان‌دهی به ۱۴۰۰ دور بر دقیقه این مشکل برطرف شد. برای جلوگیری از مشکلات ناشی از تداخل دبی‌ها که منجر به تغییر در سرعت دورانی هیدروموتورها می‌شود از پمپ هیدرولیکی با دو واحد تامین دبی مجزا و محور مشترک استفاده شد. این پمپ‌ها در بازار با نام پمپ دوبل (ساخت ایران) نام برده می‌شوند. توان مورد نیاز هر یک از واحدهای پمپ هیدرولیکی از رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود.

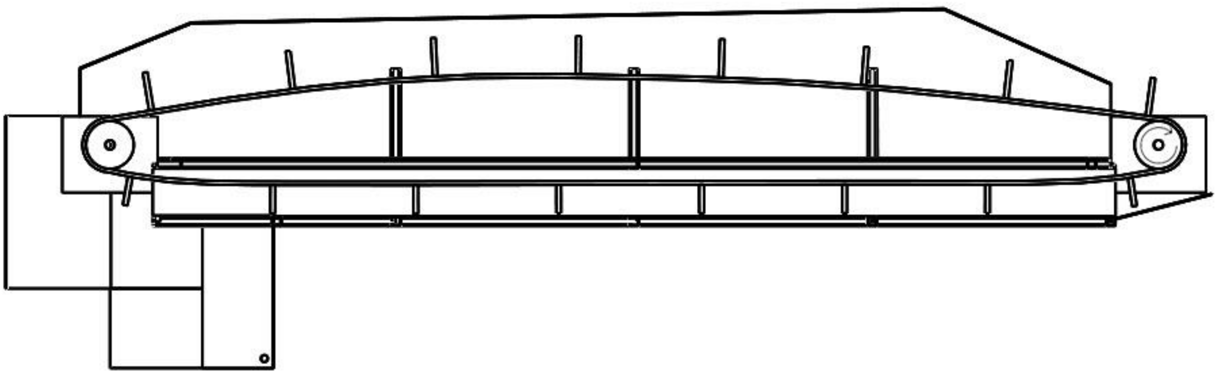
$$P_{pump} = 2Q.\Pr \quad (۱۴)$$

جهت انجام تنظیمات سرعت دورانی هیدروموتورها از فلومتر استفاده شد که با تغییر در سطح مقطع جریان یا تغییر در دبی روغن این کار صورت می‌گرفت. جهت جلوگیری از مشکلات ناشی از داغ شدن روغن حین کار مخزن روغن هیدرولیک ۳ برابر بزرگ‌تر از مقدار

مورد نیاز طراحی و ساخته شد تا روغن هیدرولیک تحت فشار فرصت خنک شدن را داشته باشد. داخل مخزن هیدرولیک ورقه‌هایی جهت افزایش انتقال حرارت و کاهش تکانه‌های موج روغن هیدرولیک در زمان حرکت، قرارداده شد.

مکانیزم انتقال و تغییر ارتفاع دستگاه

با توجه به ویژگی‌های مورفولوژیک گیاهان دارویی هدف برداشت، ارتفاع برش از ۱۰ الی ۵۰ سانتی‌متر متغیر است و توسط اهرم تغییر ارتفاع در دستگاه انجام می‌گیرد. ارتفاع پایین برش سبب آسیب به ساختار اصلی گیاه می‌شود. به این معنا که در صورتی که برش در ارتفاع کمتر اتفاق بیفتد طول رشد مجدد گیاه طولانی خواهد شد و بازده مزرعه افت خواهد کرد لذا در این پژوهش حداقل ارتفاع برش ۱۰ سانتی‌متر در نظر گرفته شد. فاصله‌ی عرضی دستگاه نیز همان‌طور که اشاره شد قابلیت تغییر و تنظیم برای دو ردیف کشت ذکرشده دارد. بازه تغییرات عرضی مکانیزم برداشت ۱۳۰ سانتی‌متر می‌باشد. با توجه به حساسیت محصول برای عدم تماس با خاک بلافاصله پس از برش گیاهان چیده‌شده باید به تریلر منتقل شوند. مکانیزم انتقالی برای جابه‌جایی محصولات چیده‌شده به تریلر طراحی و ساخته شد. پله‌های لاستیکی قرارداده‌شده برای مکانیزم انتقال از آسیب به محصول جلوگیری می‌کند. برای انتقال مواد به تریلر ارتفاع تریلرهای عمومی موجود در ایران در نظر گرفته شد. ارتفاع، طول مالبند و عرض تریلر در نظرگرفته شده به‌ترتیب ۱۶۰، ۱۵۰ و ۲۱۰ سانتی‌متر می‌باشد. مکانیزم انتقال مواد را تا ارتفاع ۲۲۰ سانتی‌متری از سطح زمین بالا می‌برد و پس از رهاسازی در آن ارتفاع از طریق کانال مربوطه به تریلر منتقل خواهد شد. کانال انتقال با سطح مقطع مستطیلی با ابعاد ۱۸*۱۲ سانتی‌متر و فاصله لاستیک ۳۰ سانتی‌متر و سرعت خطی ۰/۶ متر بر ثانیه ظرفیت انتقال حداکثر ۵ کیلوگرم بر ثانیه طراحی و ساخته شد. شکل ۹ شماتیک مکانیزم انتقال را نشان می‌دهد. اجزای لاستیکی توسط زنجیر لینکی سرهم‌بندی شده و بر روی شاسی مکانیزم انتقال اسمبل شده است.



شکل ۹- طرحواره مکانیزم انتقال شامل ۷ لاستیک فعال در مسیر نقطه تخلیه

Fig.9. Schematic of transmission mechanism with 7 rubbers

سیستم تغییر ارتفاع به‌صورت مکانیکی در نظر گرفته شد و پس از قرار گرفتن هد برداشت در ارتفاع مناسب توسط کارابین از چرخش اهرم تنظیم ارتفاع جلوگیری می‌شود. بازوهای جمع‌آوری گیاه با هدف برداشتن و منظم کردن شاخه‌های اضافی گیاه طراحی شدند. این بازوها قابلیت تنظیم ارتفاع و زاویه قرارگیری نسبت به خط ردیف را دارند.

ارزیابی

جهت شناخت بهتر عملکرد دستگاه در حالت واقعی اقدام به ارزیابی دستگاه تحت شرایط مختلفی شد. بازده برداشت، ظرفیت برداشت و درصد گیاهان آسیب‌دیده مورد بررسی قرار گرفت. ارزیابی در مزرعه نعناع فلفی واقع در ورامین استان تهران انجام گرفت. نعناع فلفلی با نام علمی *Mentha piperita* گیاهی است از رده دولپه‌ای‌های پیوسته گلبرگ که از سبزی‌های خوراکی و دارویی است. به این گیاه سوسنبر، نعناع فلفلی، خال‌وای و آس‌بویه هم می‌گویند. نعناع فلفلی گیاهی است علفی و چند ساله، دارای ساقه‌های رونده و ساقه‌های زیرزمینی، ساقه‌اش چهارگوش به رنگ قرمز مایل به بنفش که برگ‌های بیضوی‌شکلی به‌صورت متقابل روی آن قرار می‌گیرند. گل‌های آن به رنگ بنفش هستند و میوه‌اش کپسولی به رنگ قرمز است که دارای بذرهایی بدون توان رویشی می‌باشد. برداشت نعناع فلفلی در سال ۵ الی ۶ بار بسته به شرایط زراعت انجام می‌شود. مزرعه نعناع ففلی به‌صورت ردیفی کشت شد و شرایط مزرعه‌ای برای ردیف‌ها تقریبا یکسان بود و هر تست برای هر ردیف به طول ۱۰ متر انجام می‌گرفت.



شکل ۱۰- تیغه برش ستاره‌ای

Fig.10. Star blade



شکل ۱۱- تیغه برش ۴۰ دندانه‌ای

Fig.11. 40 teeth blade

جدول ۲- ترکیب آزمون‌های مربوط به ماشین برداشت گیاهان دارویی

Table 2- Combination of tests related to the harvester

ردیف Row	نام آزمون Tests name	تیغه برش Cutter blade	چرخ و فلک Reel	سرعت پیشروی Forward speed ($m.s^{-1}$)	نسبت سرعت چرخ و فلک به پیشروی
1	A	T	D	1.2	1.30
2	B	T	D	1.8	0.87
3	C	T	R	1.2	1.60
4	D	T	R	1.8	1.06
5	E	S	D	1.2	1.30
6	F	S	D	1.8	0.87
7	G	S	R	1.2	1.60
8	H	S	R	1.8	1.06

برای محاسبه بازده برداشت یک ردیف به طول ۱۰ متر با قیچی مخصوص از ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری از سطح زمین برداشت شد و جرم آن ثبت شد. برگ و ساقه له‌شده و پاره‌شده جزو گیاهان آسیب‌دیده در خروجی ماشین برداشت جداسازی شد و جرم کل آن‌ها به‌منظور محاسبه درصد گیاهان آسیب‌دیده ثبت شد. از آن‌جایی که سرعت دورانی چرخ و فلک و تیغه پس از طراحی و انجام پیش‌آزمون‌هایی در مقدار مشخصی تنظیم شد لذا در تمامی آزمون‌ها سرعت چرخ و فلک و تیغه برش ثابت و به مقدار ۱۲۰ و ۲۵۰۰ دور بر دقیقه قرار گرفت. بازده برداشت و درصد گیاهان آسیب‌دیده از طریق رابطه (۱۵) و (۱۶) محاسبه شد.

$$\eta = \frac{W_h}{W_t} \times 100 \quad (۱۵)$$

$$D_h = \frac{W_D}{W_h} \times 100 \quad (۱۶)$$

تحلیل آماری

در این تحلیل متغیرهای مستقل شامل: سرعت پیشروی در دو سطح، نوع چرخ و فلک در دو سطح و نوع تیغه برش در دو سطح در نظر گرفته شد. متغیرهای وابسته نیز شامل: بازده برداشت، درصد گیاهان آسیب‌دیده و ظرفیت برداشت تعیین شد. هر آزمون در سه تکرار انجام شد و با توجه به سطوح متغیرهای مستقل ۲۴ آزمون برای دو سرعت پیشروی، دو نوع چرخ و فلک و دو نوع تیغه برای آزمون‌ها استفاده شد. سرعت پیشروی دو سطح ۱/۸ و ۱/۲ متر بر ثانیه، تیغه برش ستاره‌ای[1] (شکل ۱۰) و ۴۰ دندانه[2] (شکل ۱۱) با قطر ۲۵۵ میلی‌متر و دو نوع چرخ و فلک میله‌ای[3] و لاستیکی[4] به‌ترتیب با قطر ۲۶۰ و ۳۲۰ میلی‌متر، سطوح مختلف در انجام آزمون‌ها بودند. تغییرات سرعت پیشروی و از طرفی تفاوت قطر چرخ و فلک‌ها عامل ایجاد اختلاف برای نسبت سرعت خطی چرخ و فلک به سرعت پیشروی می‌باشد. از طرح کاملا تصادفی برای آنالیز آماری استفاده و مقایسه‌های میانگین نیز توسط مدل فیشر انجام شد. پس از جمع‌آوری داده‌ها با نرم‌افزار Minitab اقدام به تحلیل شد. جدول ۲ ترکیب آزمون‌های مختلف را برای ماشین برداشت نشان می‌دهد.

1- Star Blade (S)
2- 40 teeth (T)
3- Rod Reel (D)
4- Rubber Reel (R)

نتایج و بحث

بازده برداشت

بازده برداشت درصد گیاهان برش‌خورده و منتقل‌شده به انتهای دستگاه به کل گیاهان محدوده مشخص که پتانسیل برداشته شدن را دارند بیان می‌کند. به عبارتی هر قدر بازده برداشت بیشتر باشد مقدار گیاهان به جای‌مانده و یا تلف‌شده کمتر است. گیاهان به جای‌مانده در اثر سازوکار نامناسب دستگاه به‌صورت برش‌نخورده باقی و یا پس از برش بر روی زمین باقی می‌مانند. سرعت نامناسب پیشروی نوع چرخ و فلک و تیغه بر این متغیر اثرگذار است. بعضا در اثر سرعت پیشروی زیاد دستگاه فرصت گیرانداختن گیاهان مقابل تیغه را نداشته و از وی آن عبور می‌کند. نتایج تحلیل آماری برای ترکیب‌های مختلف دستگاه نشان داد که اثر سرعت پیشروی، نوع تیغه و نوع چرخ و فلک بر بازده برداشت اثرگذار است و اختلاف بازده برداشت برای این حالات مختلف در سطح احتمال ۱٪ معنی‌دار است. جدول ۳ نتایج تحلیل آماری را نشان می‌دهد. مقایسه‌های میانگین با هدف یافتن و دسته‌بندی کردن ترکیب‌های مختلف دستگاه انجام شد و نتایج آن در جدول ۴ نشان داده شده است.

جدول ۳- آنالیز آماری مربوط به بازده برداشت دستگاه برداشت گیاهان دارویی

Table 3- Variance analysis of harvesting efficiency in medicinal plant harvester

تیمار Treatment	Df	Ss	Ms	F
عامل Factor	7	2322.3	331.8	20.84**
خطا error	16	254.7	15.9	
جمع Total	23	2577		

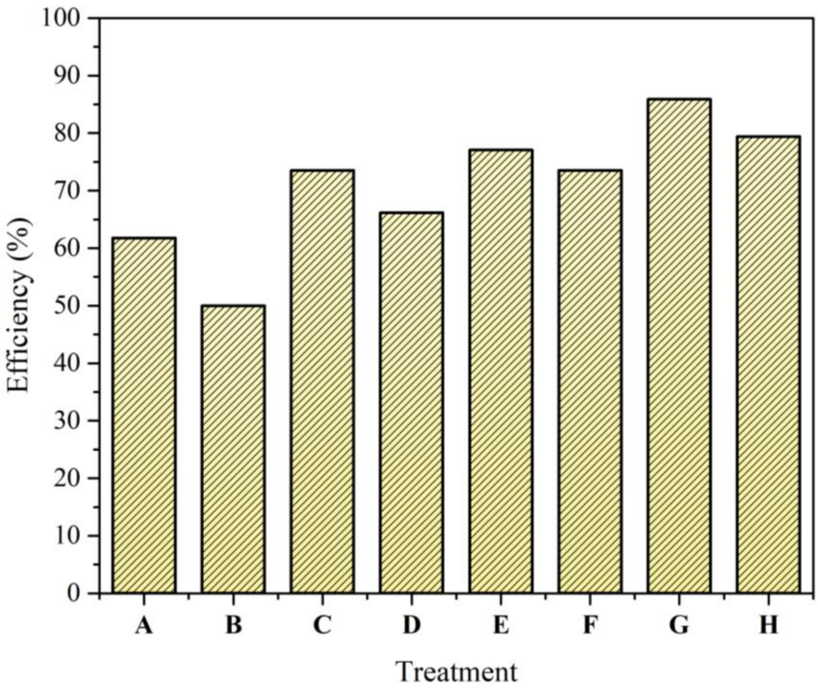
جدول ٤- مقایسه‌های میانگین تیمارهای آزمون

Table 4- Mean comparisons of treatments

نام آزمون Test name	مقدار میانگین (٪) Means amount (%)	گروه Group
G	84.51	a
H	79.804	ab
E	76.667	bc
F	72.255	bcd
C	71.569	cd
D	67.157	de
A	61.176	e
B	51.765	f

در حالت کلی تیغه برش ستاره‌ای بازده بیشتری را نسبت به تیغه برش ۴۰ پر فراهم می‌آورد. دلیل آن نیز خشبی نبودن ساقه گیاه نعناع فلفلی می‌تواند باشد. فرآیند برش گیاهان به این‌صورت انجام می‌شود که مقاومت در برابر حرکتی از طرف گیاه باید وجود داشته باشد تا قسمت برنده تیغه بتواند در ساقه آن نفوذ کند و فرآیند برش تکمیل شود. برای تیغه ۴۰ پر این مقاومت در برابر حرکت گیاه توسط چرخ و فلک ایجاد می‌شود و قسمت‌هایی که اجزای چرخ و فلک از روی تیغه عبور می‌کنند فرآیند برش با اخلال روبه‌رو می‌شود و باعث عبور دستگاه از روی گیاه می‌شود و یا گیاه در ارتفاع بیشتری برش می‌خورد. در مقایسه با تیغه ۴۰ پر، تیغه ستاره‌ای به مقاومتی که چرخ و فلک ایجاد می‌کند وابستگی کمتری دارد و از همان اینرسی اندام هوایی گیاه جهت برش بهره می‌برد. بر این اساس آزمون‌هایی که در آن‌ها تیغه ستاره‌ای نصب شده است از میانگین بازده برداشت بالاتری برخوردارند. از آن‌جایی که سرعت چرخ و فلک و تیغه در تمامی آزمون‌ها ثابت بود افزایش سرعت پیشروی تناسب بین سرعت چرخ و فلک و سرعت پیشروی را بر هم می‌زند و نتیجه آن کاهش بازده برداشت می‌شود. چرخ و فلک لاستیکی فضای امنی را در برابر تیغه ایجاد می‌کند به طوری که بعضا در اثر برخورد تیغه با گیاه، اجزای گیاه بریده‌شده به سمت جلو پرتاب می‌شوند که چرخ و فلک لاستیکی به دلیل فضای بسته‌ای که در مقابل تیغه ایجاد می‌کند از افتادن گیاهان بر روی زمین جلو گیری می‌کند. اما بخش‌های داخلی چرخ و فلک میله‌ای خالی است و تیغه پس از برخورد با گیاه امکان به بیرون

پرتاب کردن گیاه را دارد. همچنین گیاه تحت شرایطی به دور میله‌ها پیچیده شده و بر روی زمین ریخته می‌شود که وضعیت‌های شرح داده شده سبب اختلاف در بازده برداشت می‌شود. شکل ۱۲ بازده برداشت را برای ۸ حالت مختلف آزمون نشان می‌دهد. در پژوهش مشابهی اثر سرعت پیشروی بر وزن دانه‌های جمع‌آوری‌شده بررسی شد که در آن پژوهش نیز افزایش سرعت پیشروی دستگاه برداشت موجب کاهش وزن دانه‌های جمع‌آوری‌شده می‌شود. به عبارتی بازده برداشت با افزایش سرعت پیشروی کاهش می‌یابد (Chaab, Karparvarfard, Edalat, & Rahmanian-Koushkaki, 2018).



شکل ۱۲- بازده برداشت در وضعیت‌های مختلف دستگاه

Fig.12. Harvesting efficiency in various situations of harvester

ظرفیت برداشت

اختلاف زمانی برای ظرفیت برداشت دستگاه، اولا به سرعت پیشروی دستگاه و دوما به بازده برداشت مربوط می‌شود. درصورتی که بازده برداشت و سرعت پیشروی بالا باشد زمان لازم جهت برداشت مقدار مشخصی از محصول کاهش می‌یابد. این متغیر می‌تواند در شناخت عملکرد دستگاه برداشت گیاهان دارویی مفید باشد چرا که زمان برداشت و ظرفیت دستگاه از ویژگی‌های مهم در ارزیابی یک دستگاه برداشت به‌شمار می‌رود. جدول ۵ نتایج آنالیز آماری را برای ظرفیت برداشت دستگاه نشان می‌دهد. نتایج حاکی از آن است که اختلاف تیمارها در سطح احتمال ۱٪ معنی‌دار است. لذا مقایسه‌های میانگین نیز با استفاده از آزمون فیشر انجام شد و جدول ۶ نتایج آن را نشان می‌دهد. سرعت پیشروی در آزمون‌های F، H، D و B، ۱/۸ متر بر ثانیه بود لذا زمان مورد نیاز برای برداشت مقدار مشخصی از محصول کمتری را صرف خواهند کرد و ظرفیت برداشت دستگاه افزایش می‌یابد. آزمون G به دلیل بالا بودن بازده برداشت آن در سرعت پیشروی ۱/۲ متر بر ثانیه از آزمون B پیشی گرفته و ظرفیت برداشت بیشتری را به خود اختصاص داد. باقی آزمون‌ها به دلیل کم بودن بازده برداشت و سرعت پیشروی زمان بیشتری را صرف برداشت خواهند کرد و ظرفیت برداشت افت خواهد کرد. در تمامی آزمون‌ها روند سرعت پیشروی با ظرفیت دستگاه مستقیم است. تنها در آزمون‌های G و B این مورد نقض شده که دلیل آن بازده برداشت بالای آزمون G می‌باشد. این مورد در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود.

درصد گیاهان آسیب‌دیده

از دیگر پارامترهای مهم در شناخت و ارزیابی یک دستگاه برداشت، آسیب واردشده به محصولات برداشت‌شده است. طی عملیات برداشت برای محصولات حساسی نظیر گیاهان دارویی، بخشی از گیاهان در اثر سایش و ضربه به اجزای فلزی دچار له‌شدگی و پارگی می‌شوند.

جدول ۵- آنالیز آماری مربوط به ظرفیت برداشت دستگاه

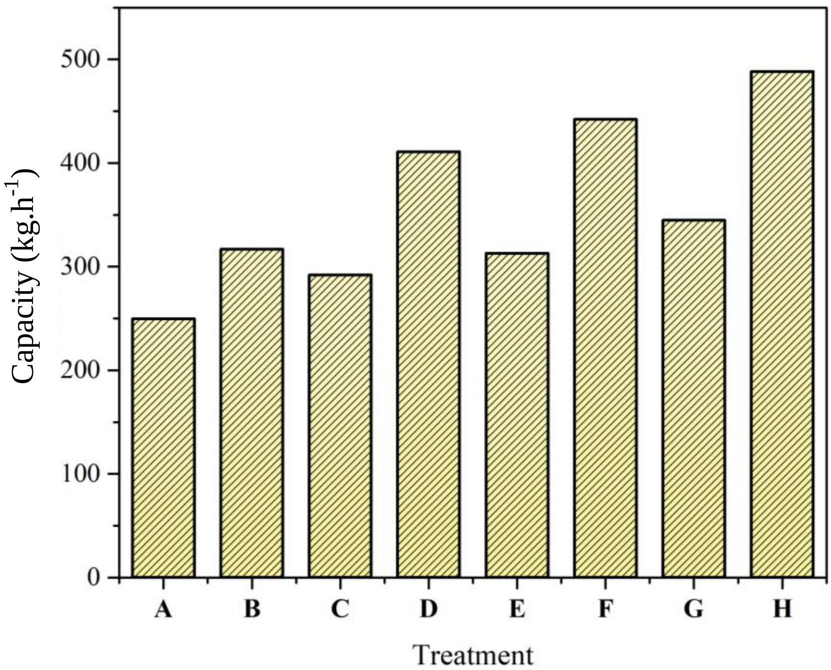
Table 5- Variance analysis of capacity

تیمار Treatment	Df	Ss	Ms	F
عامل Factor	7	2945.4	420.8	**35.49
خطا error	16	189.7	11.9	
جمع Total	23	3135.1		

جدول ٦- مقایسه‌های میانگین تیمارهای آزمون

Table 6- Mean comparisons of treatments

نام آزمون **Test name**	مقدار میانگین **Means amount (s)**	گروه **Group**
A	249.6	a
C	292	ab
E	312.8	b
B	316.8	b
G	344.8	bc
D	411	cd
F	442.2	d
H	488.4	d



شکل ۱۳- ظرفیت برداشت دستگاه در وضعیت‌های مختلف دستگاه

Fig.13. Capacity in various situations of harvester

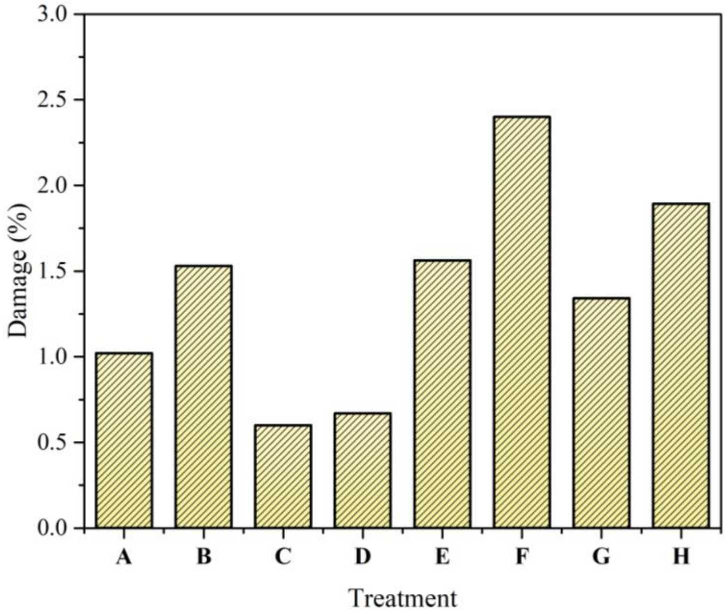
این وضعیت کیفیت محصول برداشت‌شده را کاهش می‌دهد و سبب افت قیمت محصول نهایی می‌شود. لذا بررسی و شناخت عوامل اثرگذار بر آسیب واردشده به گیاهان از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. همان‌طور که جدول ۷ نتایج تحلیل آماری نشان می‌دهد، در

وضعیت‌های مختلف به‌کارگیری دستگاه، مقدار آسیب واردشده به گیاه متفاوت است که در سطح احتمال ۱٪ با یکدیگر اختلاف معنی‌داری دارند. می‌توان بیان کرد که با افزایش سرعت پیشروی مقدار آسیب واردشده به گیاهان افزایش یافته است چرا که میانگین آسیب وارده به گیاهان در تیمارهایی که سرعت پیشروی آن‌ها بالا بوده بیشتر است. تیغه برش ستاره‌ای موجب پارگی بیشتر برگ‌ها می‌شود. دندانه‌ها در تیغه ۴۰ پر به‌صورت پیوسته کنارهم قرار دارند و احتمال قرار گرفتن برگ در بین دو دندانه تیغه ۴۰ پر بسیار کم است اما در تیغه ستاره‌ای فاصله بین دو پره زیاد است و امکان قرار گرفتن گیاه در این بین و برش مجدد آن وجود دارد. لذا تیمارهایی که در آن‌ها از تیغه ستاره‌ای استفاده شده است آسیب وارد شده به گیاه نیز بیشتر می‌باشد (جدول ۷). بخشی از این آسیب مربوط به مکانیزم انتقال و در تمامی تیمارها ثابت است. به عبارتی می‌توان بیان کرد که له شدن برگ گیاهان دارویی ناشی از قرار گرفتن بین لاستیک و اجزای فلزی و یا گیر کردن در زنجیر و چرخ زنجیر می‌باشد که برای تمامی آزمون‌ها ثابت است و بخش عمده برگ‌های بریده‌شده مربوط به اجزای برنده تیغه می‌باشد. شکل ۱۴ مقدار آسیب واردشده به گیاهان در خروجی ماشین برداشت را نشان می‌دهد. نهایتا آسیب واردشده به گیاه در تمامی آزمون‌ها زیر ۲/۵ درصد می‌باشد که نشان از طراحی و کارکرد مناسب دستگاه می‌باشد.

جدول ۷- آنالیز آماری برای درصد گیاهان آسیب‌دیده در فرآیند برداشت

Table 7- Variance analysis of leaf damage in medicinal plant harvester

تیمار Treatment	Df	Ss	Ms	F
عامل Factor	7	8.557	1.222	9.85**
خطا Error	16	1.986	0.124	
جمع Total	23	10.543		



شکل ۱٤- آسیب واردشده به محصول در وضعیت‌های مختلف

Fig.14. Leaf damage in various situations of harvester

نتیجه‌گیری

براساس آزمایش‌های انجام‌شده برای هشت وضعیت مختلف دستگاه، بهترین عملکرد در آزمون G با راندمان برداشت ۸۵/۸۸ درصد، ظرفیت ۳۴۴/۸ کیلوگرم در ساعت و تنها ۱/۳۴ درصد آسیب به برگ نعناع نسبت به سایر آزمایش‌ها مشاهده شد. بنابراین، برای برداشت محصولات مشابه نعناع، استفاده از ترکیب تیغه ستاره، چرخ

فلک لاستیکی و سرعت رو به جلو ۱/۲ متر در ثانیه توصیه می‌شود. با این حال، آزمایش‌های جدیدی باید روی محصولات دیگری مانند اسطوخودوس و آن‌هایی که ساقه‌های قوی دارند انجام شود.

سپاسگزاری

طراحی و ساخت دستگاه برداشت گیاهان دارویی در ردیف‌های کشت به سفارش شرکت مزارع نوین ایرانیان انجام گرفت و تامین مالی پروژه نیز توسط شرکت مذکور صورت پذیرفت. بدین‌وسیله نویسندگان از حمایت بی‌دریغ این شرکت و همکاران طرح تشکر و قدردانی دارند.

جدول ۸- مقایسه‌های میانگین تیمارهای آزمون

Table 8- Mean comparisons of treatments

نام آزمون **Test name**	مقدار میانگین **Means amount (s)**	گروه **Group**
F	2.45	a
H	1.97	ab
E	1.54	bc
B	1.52	bc
G	1.27	cd
A	0.96	cd
D	0.65	d
C	0.63	d

معرفی نمادها

M	گشتاور خمشی حول نقطه رویش (N.m)	R	شعاع چرخ و فلک (m)
E	ضریب الاستیسیته (Pa)	α	زاویه بین میله‌های چرخ و فلک (rad)
I	گشتاور دوم سطح (m^4)	n	تعداد میله‌های چرخ و فلک
ϕ_m	زاویه تغییر شکل گیاه در اثر برخورد میله چرخ و فلک (rad)	ω_{cut}	سرعت دورانی ($rad.s^{-1}$)
Y_m	پارامتر طولی مختصات نقطه برخورد (m)	X_{bu}	حداقل طول نفوذ تیغه در ساقه گیاه برای برش (mm)
Z_m	پارامتر ارتفاع مختصات نقطه برخورد (m)	α_c	شتاب دورانی تیغه ($rad.s^{-2}$)
F	پارامتر نیرو (N)	Q	دبی مورد نیاز هیدروموتور ($lit.min^{-1}$)
R_0	مقدار پیشروی چرخ و فلک در یک سیکل چرخش (m)	D	نسبت حجم جابه‌جا شده روغن در یک دور چرخش محور ($lit.rev^{-1}$)
W_h	جرم گیاهان برداشت‌شده (kg)	N	سرعت دورانی مورد نیاز هیدروموتور (rpm)
W_t	جرم گیاهان قابل برداشت در یک ردیف ۱۰ متری (kg)	W_D	جرم گیاهان آسیب‌دیده (kg)
η	بازده برداشت (٪)	D_h	درصد گیاهان آسیب‌دیده (٪)

References

1. Abdalla, O. A., Dahab, M. H., Musa, M. M., & Eltayeb, S. N. (2021). Influence of Combine Harvester Forward and Reel Speeds on Wheat Harvesting Losses in Gezira Scheme (Sudan). *International Journal of Scientific Advances*, *2*(2), 177-82. https://doi. 10.51542/ijscia.v2i2.17
2. Caniago, I., & Stephen, F. S. (1998). Medicinal plant ecology, knowledge and conservation in Kalimantan, Indonesia. *Economic Botany*, *52*, 229-250. https://doi.org/10.1007/bf02862141
3. Chaab, R. K., Karparvarfard, S. H., Edalat, M., & Rahmanian-Koushkaki, H. (2018). Prediction Model for Wheat Grain Losses in Header of Simulator by Using Dimensional Analysis Approach. *Journal of Agricultural Machinery*, *8*(1), 43-53. (in Persian). https://doi.org/10.22067/jam.v8i1.59277
4. Chaab, R. K., Karparvarfard, S. H., Rahmanian-Koushkaki, H., Mortezaei, A., & Mohammadi, M. (2020). Predicting Header Wheat Loss in a Combine Harvester, a New Approach. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, *19*(2), 179-84. https://doi.org/10.1016/j.jssas.2018.09.002
5. Duque-Acevedo, M., Belmonte-Urena, L. J., Cortés-García, F. J., & Camacho-Ferre, F. (2020). Agricultural Waste: Review of the Evolution, Approaches and Perspectives on Alternative Uses. *Global Ecology and Conservation*, *22*, e00902. https://doi.org/10.1016/j.gecco.2020.e00902

6. Hachiya, M., Amano, T., Yamagata, M., & Kojima, M. (2004). Development and Utilization of a New Mechanized Cabbage Harvesting System for Large Fields. *Japan Agricultural Research Quarterly*, *38*(2), 97-103. https://doi.org/10.6090/jarq.38.97
7. Hante, M. A. (2019). Medicinal Plant. *College of Abouraihan.*
8. Hibbeler, R. C. (2005). Chapter 5: Torsion. *Mechanics of Materials*, 232-233.
9. Ivanović, S., Pajić, M., & Marković, T. (2014). Economic effectiveness of mechanized harvesting of chamomile. *Економика пољопривреде*, *61*(2), 319-330. https://cyberleninka.ru/article/n/economic-effectiveness-of-mechanized-harvesting-of-chamomile (November 27, 2021). https://doi.org/10.5937/ekopolj1402319i
10. Jassim, S. A., & Naji, M. A. (2003). Novel antiviral agents: a medicinal plant perspective. *Journal of applied microbiology*, *95*(3), 412-427. https://doi.org/10.1046/j.1365-2672.2003.02026.x
11. Krishnaiah, D., Sarbatly, R., & Nithyanandam, R. (2011). A review of the antioxidant potential of medicinal plant species. *Food and bioproducts processing*, *89*(3), 217-233. https://doi.org/10.1016/j.fbp.2010.04.008
12. Mathanker, S. K., Grift, T. E., & Hansen, A. C. (2015). Effect of blade oblique angle and cutting speed on cutting energy for energycane stems. *Biosystems Engineering*, *133*, 64-70. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2015.03.003
13. Mirmajidi, A., & Pardiskian, S. (2016). Reduce Agricultural Waste by Optimizing Conversion Processes and Post-Harvest Technologies. *Research Institute of Agricultural Engineering. Tehran. Iran*.
14. Oduori, M. F. (1994). undefined Basic Principles of Combine Harvester Reel Design and Operation.
15. Oduori, M. F., Mbuya, T. O., Sakai, J., & Inoue, E. (2012). Modeling of crop stem deflection in the context of combine harvester reel design and operation. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, *14*(2), 21-28.
16. Quinlan, M. B., & Quinlan, R. J. (2007). Modernization and medicinal plant knowledge in a Caribbean horticultural village. *Medical Anthropology Quarterly*, *21*(2), 169-192. https://doi.org/10.1525/maq.2007.21.2.169
17. Rezahosseini, A., Jafari Naeimi, K., & Mortezapour, H. (2019). Development and Field Evaluation of a Cabbage Harvester Unit. *Journal of Agricultural Machinery*, *9*(1), 1-13. https://doi.org/10.22067/jam.v9i1.62703
18. Srivastava, A. K., Goering, C. E., Rohrbach, R. P., & Buckmaster, D. R. (2013). *Engineering Principles of Agricultural Machines*, Second Edition. Engineering Principles of Agricultural Machines, Second Edition. https://doi.org/10.13031/epam.2013
19. Toledo, A. D., Silva, R. P. D., & Furlani, C. E. A. (2013). Quality of cut and basecutter blade configuration for the mechanized harvest of green sugarcane. *Scientia Agricola*, *70*, 384-389. https://doi.org/10.1590/S0103-90162013000600002